

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-142002

(43)公開日 平成11年(1999) 5月28日

(51)Int.Cl.<sup>9</sup>  
F 2 5 B 1/00

識別記号  
3 8 7

F I  
F 2 5 B 1/00

3 8 7 K

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 18 頁)

(21)出願番号 特願平9-305545

(22)出願日 平成9年(1997)11月7日

(71)出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 外田 圭介

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72)発明者 河西 智彦

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72)発明者 上野 嘉夫

東京都千代田区大手町二丁目6番2号 三

菱電機エンジニアリング株式会社内

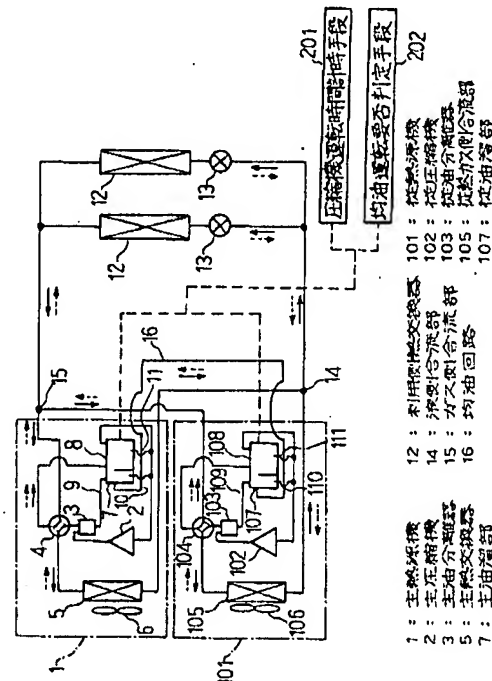
(74)代理人 弁理士 高田 守 (外1名)

(54)【発明の名称】 冷凍空気調和装置

(57)【要約】

【課題】 利用側熱交換器から還流する冷凍機油を複数の熱源機それぞれの圧縮機に均等に配分する冷凍空気調和装置を得る。

【解決手段】 主熱源機1と従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段を形成する。この熱源手段により冷媒回路を構成した冷凍空気調和装置の液側合流部14、ガス側合流部15における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段202の動作により均油運転を行う。そして、利用側熱交換器12から戻る冷凍機油を適正な頻度の均油運転により、主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分する。これによって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなく、主圧縮機2、従圧縮機102の動作信頼性を向上する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 出力制御可能な主圧縮機、主油分離器、主熱交換器及び主油溜部を有する主熱源機と、従圧縮機、従油分離器、従熱交換器及び従油溜部を有する従熱源機と、上記主熱源機及び従熱源機に接続された利用側熱交換器と、上記主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と上記従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続する液側合流部と、上記主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と上記従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続するガス側合流部と、上記主油溜部及び従油溜部が油溜管路によって連結され、上記油溜管路の上記主油溜部側開口部は上記主油溜部内の液量が第一所定量以下になったときに上記主油溜部内の液と接しない位置に配置され、上記油溜管路の上記従油溜部側開口部は上記従油溜部内の液量が第二所定量以下になったときに上記従油溜部内の液と接しない位置に配置された均油回路と、上記主圧縮機及び従圧縮機の圧縮機運転時間計時手段と、この圧縮機運転時間計時手段による上記主圧縮機及び従圧縮機の運転時間を下式における時間T Oと比較して均油運転要否を判定する均油運転要否判定手段とを備えた冷凍空気調和装置。

【数1】

$$T O(Hr) = \frac{x \times \rho}{R5 - R3}$$

ここに x: 油溜部内油量

ρ: 油密度

R5: 油溜部から圧縮機への返油量

R3: 油分離器から油溜部への返油量

【請求項2】 均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて、運転出力が所定時間交互に増減する主圧縮機及び従圧縮機としたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空気調和装置。

【請求項3】 主熱源機の主圧縮機の吐出部と主油溜部の間のバイパス回路に設けられて均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて所定時間開放する主開閉弁と、従熱源機の従圧縮機の吐出部と従油溜部の間のバイパス回路に設けられて上記均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて上記主開閉弁の開放時に閉成する従開閉弁とを備えたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空気調和装置。

【請求項4】 主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、上記主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、上記第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、主熱交換器の主送風機の送風出力を制御する主送風出力調整制御手段と、従熱交換器の従送風機の送風出力を制御する従送風出力調整制御手

段と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、上記主送風機及び従送風機の送風出力を上記主低圧圧力検知手段を介して検知した値と上記従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、上記収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで上記主送風出力調整制御手段及び従送風出力調整制御手段を動作させる均油運転制御装置とを備えたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空気調和装置。

【請求項5】 主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、上記主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、上記第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、従熱交換器と液側合流部の間の管路に設けられた流量制御弁と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、上記流量制御弁を上記主低圧圧力検知手段を介して検知した値と上記従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、上記収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで上記流量制御弁を動作させる流量制御弁調整手段とを備えたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、複数台の熱源機を組合わせて形成された大容量の熱源手段が、一つの冷媒系統により利用側負荷と接続されて構成された冷凍空気調和装置に関する。

【0002】

【従来の技術】図17は、従来の冷凍空気調和装置を示す冷媒回路図である。図において、1は主熱源機で、それぞれ同容量又は互いに異容量の一台以上の出力制御可能な主圧縮機2、主油分離器3、主四方切換弁4、主熱交換器5、一台以上の出力制御可能な主送風機6、主油溜部7、主液溜部8、主油分離器3及び主油溜部7を接続した主連結管9、主油溜部7から主圧縮機2に冷凍機油を戻す主返油回路10及び主液溜部8から主圧縮機2に液を戻す主返液回路11によって構成されている。

【0003】101は従熱源機で、それぞれ同容量又は互いに異容量の一台以上の定出力又は出力制御可能な従圧縮機102、従油分離器103、従四方切換弁104、従熱交換器105、一台以上の出力制御可能な従送風機106、従油溜部107、従液溜部108、従油分離器103と従油溜部107を接続した従連結管109、従油溜部107から従圧縮機102に冷凍機油を戻す従返油回路110及び従液溜部108から従圧縮機102に液を戻す従返液回路111によって構成されている。

【0004】12は利用側流量制御弁13を介して主熱源機1及び従熱源機101に並列に接続された利用側熱交換器、14は液側合流部で、主熱源機1及び利用側熱交換器12を接続した管路と従熱源機101及び利用側熱交換器12を接続した管路とを接続する。15はガス側合流部で、主熱源機1及び利用側熱交換器12を接続した管路と従熱源機101及び利用側熱交換器12を接続した管路とを接続する。

【0005】従来の冷凍空気調和装置は上記のように構成され、主熱源機1、従熱源機101及び利用側熱交換器12を主要部として冷媒回路が構成される。そして、主熱源機1、従熱源機101の出力により利用側熱交換器12を介して所要の空気調和作用が行われる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】上記のような従来の冷凍空気調和装置において、主熱源機1、従熱源機101等の複数台の熱源機を組合わせることにより大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段が配置された冷媒回路が構成される。このような構成では利用側熱交換器12から戻る冷凍機油がそれぞれの熱源機から吐出した分だけ各熱源機に戻る事が望ましい。

【0007】しかし、主熱源機1、従熱源機101が別個に配置されるので、実際に各熱源機から吐出される冷凍機油量に対して、戻って来る冷凍機油量が同じになるように制御することは、設置される熱源機台数の増加に比例して困難となる。このため、一部の熱源機で冷凍機油が過剰気味になり、他部の熱源機で冷凍機油が不足気味になって、冷凍機油の不足した熱源機において圧縮機の動作信頼性が低下するという問題点があった。

【0008】この発明は、かかる問題点を解消するためになされたものであり、利用側熱交換器から戻る冷凍機油が複数の熱源機それぞれの圧縮機に均等に配分される冷凍空気調和装置を得ることを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】この発明に係る冷凍空気調和装置においては、出力制御可能な主圧縮機、主油分離器、主熱交換器及び主油溜部を有する主熱源機と、定出力又は出力制御可能な従圧縮機、従油分離器、従熱交換器及び従油溜部を有する従熱源機と、主熱源機及び従熱源機に接続された利用側熱交換器と、主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続する液側合流部と、主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続するガス側合流部と、主油溜部及び従油溜部が油溜管路によって連結され、油溜管路の主油溜部側開口部は主油溜部内の液量が第一所定量以下になったときに主油溜部内の液と接しない位置に配置され、油溜管路の従油溜部側開口部は従油溜部内の液量が第二所定量以下になったときに従油溜部内の液と接しない位置に配置された均油回路と、主圧縮

機及び従圧縮機の圧縮機運転時間計時手段と、この圧縮機運転時間計時手段による主圧縮機及び従圧縮機の運転時間を後述する式1における時間T0に対して比較して均油運転要否を判定する均油運転要否判定手段とが設けられる。

【0010】また、この発明に係る冷凍空気調和装置においては、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて、運転出力が所定時間交互に増減する主圧縮機及び従圧縮機が設けられる。

【0011】また、この発明に係る冷凍空気調和装置においては、主熱源機の主圧縮機の吐出部と主油溜部の間のバイパス回路に設けられて均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて所定時間開放する主開閉弁と、従熱源機の従圧縮機の吐出部と従油溜部の間のバイパス回路に設けられて均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて主開閉弁の開放時に閉成する従開閉弁とが設けられる。

【0012】また、この発明に係る冷凍空気調和装置においては、主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、主熱交換器の主送風機の送風出力を制御する主送風出力調整制御手段と、従熱交換器の従送風機の送風出力を制御する従送風出力調整制御手段と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、主送風機及び従送風機の送風出力を主低圧圧力検知手段を介して検知した値と従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで主送風出力調整制御手段及び従送風出力調整制御手段を動作させる均油運転制御装置とが設けられる。

【0013】また、この発明に係る冷凍空気調和装置においては、主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、従熱交換器と液側合流部の間の管路に設けられた流量制御弁と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、流量制御弁を主低圧圧力検知手段を介して検知した値と従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで流量制御弁を動作させる流量制御弁調整手段とが設けられる。

## 【0014】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 図1～図7は、この発明の実施の形態の一例を示す図で、図1は冷媒回路図、図2は図1の熱源機における油収支を概念的に示すグラフ、図3は図2に関連した主熱源機側の油収支関係グラフ、図4は図2に関連した従熱源機側の油収支関係グラフ、図5は図1の冷媒回路の油収支に関する返油回路図、図6は図1の冷媒回路の冷媒循環量に対する油収支関係グラフ、図7は図1の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャートである。

【0015】図において、1は主熱源機で、一台又は複数台によって構成されて一台の場合は出力制御可能な圧縮機によって構成され、複数台の場合は、出力制御可能な圧縮機とこの圧縮機と同能力の定出力圧縮機又は出力制御可能な圧縮機の組合わせ、もしくは異能力の定出力圧縮機又は出力制御可能な圧縮機の組合わせによる複数台からなる主圧縮機2、主油分離器3、主四方切換弁4、主熱交換器5、一台以上の出力制御可能な主送風機6、主油溜部7、主液溜部8、主油分離器3と主油溜部7を接続した主連結管9、主油溜部7から主圧縮機2に

冷凍機油を戻す主返油回路10及び主液溜部8から主圧縮機2に液を戻す主返液回路11によって構成されている。

【0016】101は従熱源機で、それぞれ同容量又は互いに異容量の一台以上の定出力又は出力制御可能な従圧縮機102、従油分離器103、従四方切換弁104、従熱交換器105、一台以上の出力制御可能な従送風機106、従油溜部107、従液溜部108、従油分離器103と従油溜部107を接続した従連結管109、従油溜部107から従圧縮機102に冷凍機油を戻す

従返油回路110及び従液溜部108から従圧縮機102に液を戻す従返液回路111によって構成されている。

【0017】12は利用側流量制御弁13を介して主熱源機1及び従熱源機101に並列に接続された利用側熱交換器、14は液側合流部で、主熱源機1及び利用側熱交換器12を接続した管路と従熱源機101及び利用側熱交換器12を接続した管路とを接続する。15はガス側合流部で、主熱源機1及び利用側熱交換器12を接続した管路と従熱源機101及び利用側熱交換器12を接続した管路とを接続する。

【0018】16は均油回路で、主油溜部7及び従油溜部107が油溜管路によって連結され、油溜管路の主油溜部側開口部は主油溜部7内の液量が第一所定量以下になったときに主油溜部7内の液と接しない位置に配置され、油溜管路の従油溜部側開口部は従油溜部107内の液量が第二所定量以下になったときに従油溜部107内の液と接しない位置に配置される。

【0019】G<sub>o</sub>は各熱源機の冷媒循環量GRに対する吐出油量、OSは油分離器による油分離効率、R1は各

熱源機系外への循環油量、R2は各熱源機系外へ流出した循環油量R1に対するガス側合流部15、液側合流部14から各熱源機への返油量、R3は油分離器から油溜部への返油量、R4は油溜部から圧縮機への返油量、R5は油溜部から圧縮機への返油量である。なお、各記号の末尾におけるaは主熱源機1に関する量を示し、bは従熱源機101に関する量を示す。

【0020】また、図2において横軸に主熱源機1及び従熱源機101の冷媒循環量GR<sub>a</sub>、GR<sub>b</sub>、縦軸に主熱源機1及び従熱源機101からの吐出油量G<sub>o a</sub>、G<sub>o b</sub>を示す。また、図3及び図4において横軸に主熱源機1及び従熱源機101の循環油量R1<sub>a</sub>、R1<sub>b</sub>、縦軸にガス側合流部15、液側合流部14からの返油量R2<sub>a</sub>、R2<sub>b</sub>を示す。

【0021】なお、以下は主熱源機1の主圧縮機2について一台の出力制御型圧縮機とし、また従熱源機101の従圧縮機102について一台の定出力型圧縮機として説明する。しかし、主圧縮機2については一台又は複数台によって構成されて一台の場合は出力制御可能な圧縮機によって構成され、複数台の場合は、出力制御可能な圧縮機とこの圧縮機と同能力の定出力圧縮機又は出力制御可能な圧縮機の組合わせ、もしくは異能力の定出力圧縮機又は出力制御可能な圧縮機の組合わせによる構成であっても同様の作用を得ることができる。また、従圧縮機102については適宜な能力の、また適宜な出力形態の圧縮機の一又は複数台によって構成された場合であっても同様の作用を得ることができる。

【0022】また、上記のような圧縮機の組合わせにおいて一台以上の主熱源機1に対し、上記のような圧縮機の組合わせにおける複数の従熱源機101が組合わされた場合であっても同様の作用を得ることができる。

【0023】なお、図2において冷媒循環量GRの増加に伴い油吐出量G<sub>o</sub>、各熱源機系外への循環油量R1も増加することを示し、また返油量R4、R5は油吐出量G<sub>o</sub>に比例し、返油量R3は冷媒循環量GRに対してほぼ一定値を示す。以下、一例として主熱源機1側の油吐出量G<sub>o a</sub>が、従熱源機101の油吐出量G<sub>o b</sub>よりも大きい場合について述べる。

【0024】また、図3及び図4において主熱源機1及び従熱源機101からの循環油量R1に対する返油量R2の偏差を示す。すなわち、図3及び図4中の一次直線上に返油量R2が載れば、主熱源機1及び従熱源機101の循環油量R1に対する返油量R2が適正であることを示す。

【0025】以下、一例として、主熱源機1側の循環油量R1<sub>a</sub>が増加すると主熱源機1側への返油量R2<sub>a</sub>が減少し、その減少分が図4のA領域に示すように従熱源機101側へ過剰に返油される。また、主熱源機1側の循環油量R1<sub>a</sub>が減少すると主熱源機1側への返油量R2<sub>a</sub>が増加し、主熱源機1側へ過剰に返油されその過剰

分が図4のB領域に示すように従熱源機101側への返油量が減少する場合について述べる。

【0026】上記のように構成された冷凍空気調和装置において、主熱源機1、従熱源機101及び利用側熱交換器12を主要部として冷媒回路が構成される。そして、主熱源機1、従熱源機101の出力により利用側熱交換器12を介して所要の空気調和が行われる。

【0027】そして、均油回路16は主熱源機1及び従熱源機101の両者の間に構成され、上記両者の油吐出量に対し上記両者への返油量に不均衡が生じて、上記両者の一方の熱源機で冷凍機油不足、他方の熱源機で冷凍機油過剰となった場合に主油溜部7と従油溜部107の間で均油を行う。

【0028】また、主油溜部7内と従油溜部107内には圧縮機の必要冷凍機油量以外に前述の第一所定量又は第二所定量分の冷凍機油が封入されている。これらの所定量は、上記両者から吐出される冷凍機油量に対して上記両者への返油量に不均衡が生じた場合に、上記両者の圧縮機を不均衡発生後に所定時間運転するために必要な冷凍機油量である。

【0029】以下、冷媒の挙動について図1に実線の矢印で示す冷房運転の場合について説明する。すなわち、主熱源機1の主圧縮機2を出た高温、高圧のガス冷媒は主四方弁4を経て主熱交換機5へ流れる。ここで放熱し高圧の液冷媒となり、その後主熱源機1を出て液側合流部14に至る。

【0030】また、従熱源機101においても同様に従圧縮機102から従四方弁104を経て従熱交換機105へ流れ、液側合流部14で主熱源機1からの液冷媒と合流する。次いで、合流した液冷媒は利用側流量制御弁13へ流れて減圧されて低温低圧の二相冷媒となり利用側熱交換器12に流れて吸熱して、その殆どがガス状になる。そして、この低圧ガス冷媒はガス側合流部15で主熱源機1側と従熱源機101側に別れる。

【0031】そして、主熱源機1に流れた冷媒は主四方弁4を経て主液溜部8に入り、一部未蒸発であった液冷媒を分離してガス冷媒のみが主圧縮機2に戻る。また、従熱源機101側も主熱源機1側と同様に従四方弁104及び従液溜部108を経て従圧縮機102に戻る。

【0032】次に、図1に破線の矢印で示す暖房運転の場合について説明する。すなわち、主熱源機1の主圧縮機2を出た高温、高圧のガス冷媒は主四方弁4を経てガス側合流部15に至る。ここで主熱源機1側と同様にして従熱源機101から流れるガス冷媒と合流し、利用側熱交換器12に流れてガス冷媒が放熱、凝縮して高圧の液冷媒となる。

【0033】そして、利用側熱交換器12を出た冷媒は利用側流量制御弁13へ流れて減圧されて低圧の二相冷媒となる。この二相冷媒はそのまま液側合流部14に至り主熱源機1側と従熱源機101側に別れる。主熱源機

1側に流れた冷媒は主熱交換機5でその液部が殆ど吸熱蒸発し主四方弁4を経て、主液溜部8により気液分離されてガス冷媒のみが主圧縮機2に至る。また、液側合流部14から従熱源機101に流れた冷媒は従熱交換機105、従四方弁104及び従液溜部108を経て従圧縮機102に戻る。

【0034】次に、冷凍機油の挙動について図1に実線の矢印で示す冷房運転の場合について説明する。すなわち、主熱源機1の主圧縮機2を出た高温、高圧のガス冷媒と共に冷凍機油も吐出されて、主油分離器3によりガス冷媒と冷凍機油に分離される。

【0035】そして、主油分離器3で冷凍機油の大部分を回収するが一部分はガス冷媒と共に主四方弁4を経て主熱交換機5へ流れ、その後主熱源機1を出て液側合流部14に至る。また、主油分離器3で分離された冷凍機油は、主油分離器3と主油溜部7を連結する主連結管9をとって主油溜部7に溜められて、主返油回路10により主圧縮機2に還流する。

【0036】また、従熱源機101においても主熱源機1と同様に、従圧縮機102から吐出された冷凍機油は従油分離器103でガス冷媒と冷凍機油に分離される。そして、冷凍機油は一部分がガス冷媒と共に従四方弁104を経て従熱交換機105へ流れ、その後従熱源機101を出て液側合流部14に至る。また、従油分離器103で分離された冷凍機油は、従油分離器103と従油溜部107を連結する従連結管109をとって従油溜部107に溜められて、従返油回路110により従圧縮機102に還流する。

【0037】一方、主油分離器3又は従油分離器103で分離されずに主熱源機1及び従熱源機101外へ流出して、液側合流部14において合流した主熱源機1及び従熱源機101からの冷凍機油は、そのまま利用側熱交換器12に向かう。そして、利用側流量制御弁13により減圧されて低温低圧の二相冷媒となり、利用側熱交換器12で吸熱することにより、その殆どがガス状となった冷媒と共にガス側合流部15で主熱源機1側と従熱源機101側に分かれる。

【0038】そして、主熱源機1側に流れた冷凍機油は主四方弁4を経て未蒸発の液冷媒と共に、主液溜部8に入りガス冷媒と分離されて溜められる。この主液溜部8に溜められた冷凍機油は、主液溜部8から主圧縮機2に冷媒と冷凍機油の混合液を戻す主返油回路11によって主圧縮機2へ戻る。また、従熱源機101側も主熱源機1側と同様に従四方弁104、従液溜部108及び従返油回路111を経て従圧縮機102に戻る。

【0039】次に、冷凍機油の挙動について図1に破線の矢印で示す暖房運転の場合について説明する。すなわち、主熱源機1の主圧縮機2を出た高温、高圧のガス冷媒と共に吐出された冷凍機油は、主油分離器3によりガス冷媒と冷凍機油に分離される。

【0040】そして、主油分離器3で冷凍機油の大部分を回収するが一部分はガス冷媒と共に主四方弁4を経て主熱源機1を出てガス側合流部15に至る。また、主油分離器3で分離された冷凍機油は、主油分離器3と主油溜部7を連結する主連結管9をとって主油溜部7に溜められて、主返油回路10により主圧縮機2に還流する。

【0041】また、従熱源機101においても主熱源機1と同様に、従圧縮機102から吐出された冷凍機油は従油分離器103でガス冷媒と冷凍機油に分離される。そして、冷凍機油は一部分がガス冷媒と共に従四方弁104を経て従熱交換機105へ流れ、その後従熱源機101を出てガス側合流部15に至る。また、従油分離器103で分離された冷凍機油は、従油分離器103と従油溜部107を連結する従連結管109をとって従油溜部107に溜められて、従返油回路110により従圧縮機102に還流する。

【0042】一方、主油分離器3又は従油分離器103で分離されきれずに主熱源機1及び従熱源機101外へ流出して、ガス側合流部15において合流した主熱源機1及び従熱源機101からの冷凍機油は、そのまま利用側熱交換器12に向かう。そして、利用側熱交換器12で放熱して液冷媒となり利用側流量制御弁13により減圧されて低温低圧の二相状態となった冷媒と共に、液側合流部14で主熱源機1側と従熱源機101側に分かれる。

【0043】そして、主熱源機1側に流れた冷凍機油は主熱交換機5及び主四方弁4を経て未蒸発の液冷媒と共に、主液溜部8に入りガス冷媒と分離されて溜められる。この主液溜部8に溜められた冷凍機油は、主液溜部8から主圧縮機2に冷媒と冷凍機油の混合液を戻す主返液回路11によって主圧縮機2へ戻る。

【0044】また、従熱源機101側も主熱源機1側と同様に従熱交換機105及び従四方弁104を経て、未蒸発の液冷媒と共に従液溜部108に溜められた冷凍機油は、従液溜部108から従圧縮機102に冷媒と冷凍機油の混合液を戻す従返液回路111によって従圧縮機102へ戻る。

【0045】ここで、主熱源機1及び従熱源機101の両者の一方で冷凍機油が不足し、他方で冷凍機油が過剰となる事態が発生する経過を説明する。なお、このような事態は前述の冷凍機油の挙動によって上記両者から吐出された冷凍機油量に対し、液側合流部14及びガス側合流部15において上記両者への返油量の不均衡のために発生する。

【0046】すなわち、今、図2に示すように主熱源機1の主圧縮機2の油吐出量 $G_{oa}$ に比べ、従熱源機101の従圧縮機102の油吐出量 $G_{ob}$ の方が小さく、図3及び図4に示すように主熱源機1系外へ流出する循環油量 $R_{1a}$ に対し返油量 $R_{2a}$ が少なく、従圧縮機10

2の油吐出量 $G_{ob}$ に対し返油量 $R_{2b}$ が過剰な場合、すなわち図4中のA領域について図5によって説明する。

【0047】すなわち、図2に示すように主圧縮機2の油吐出量 $G_{oa}$ が大きくなると、ある一定差圧において一定返油能力の主油分離器3から主油溜部7への返油量 $R_{3a}$ に対し、主油分離器3における油分離効率 $OSa$  ( $=R_{3a}/G_{oa}$ ) が低下するので、主熱源機1系外へ流出する循環油量 $R_{1a}$ が増加する。また、図3中のA領域に示すように液側合流部14及びガス側合流部15からの返油量 $R_{2a}$ が主熱源機1系外へ流出する循環油量 $R_{1a}$ に比べ減少するため、主液溜部8から主圧縮機2への返油量 $R_{4a}$ も低下する。

【0048】そして、油吐出量 $G_{oa}$ の増加に対し主油分離器3から主油溜部7への返油量 $R_{3a}$ が少ない上に、主油溜部7から主圧縮機2への返油量 $R_{5a}$ は油吐出量 $G_{oa}$ とほぼ同量で返油されるため、時間の経過と共に主油溜部7内の冷凍機油量が低下して $R_{5a} > R_{3a}$ となる。これによって、主油溜部7内の冷凍機油量が空になると $G_{oa} > R_{5a} (=R_{3a}) + R_{4a}$ となつて、いずれ主圧縮機2内の冷凍機油量さえも低下する。

【0049】また、図2に示すように油吐出量 $G_{oa}$ の大きい主圧縮機2に比べて、比較的に油吐出量 $G_{ob}$ の小さい従圧縮機102では、図4に示すA領域のように液側合流部14及びガス側合流部15からの返油量 $R_{2b}$ が従熱源機101系外へ流出する循環油量 $R_{1b}$ に比べ増加するため、従液溜部108から従圧縮機102への返油量 $R_{4b}$ も増加する。

【0050】このとき、従圧縮機102内の冷凍機油量が増加するので油吐出量 $G_{ob}$ が若干増加して $G_{ob}'$ となるが、油吐出量 $G_{ob}$ に対し油分離効率 $OSa$ が一定領域であるため従油分離器103から従油溜部107への絶対返油量 $R_{3b}$ のみが増加し、返油量 $R_{1b}$ は一定のままとする。

【0051】また、従油溜部107から従圧縮機102への返油量 $R_{5b}$ は、従液溜部108から従圧縮機102への返油量 $R_{4b}$ が増加する前の油吐出量 $G_{ob}$ とほぼ同量で返油されるため、 $G_{ob}' = R_{5b} (=G_{ob}) + R_{4b}$ 、 $R_{5b} < R_{3b}$ となり、時間の経過と共に従油溜部107内の冷凍機油量が増加する。

【0052】なお、前述の説明では主熱源機1及び従熱源機101の両者間の冷凍機油の偏在を放置すると、上記両者の一方の圧縮機の冷凍機油量が低下して圧縮機の動作信頼性が低下する状況を述べた。しかし、この問題は上記両者間において均油運転を行うことによって解消するものの、過度に均油運転を行うと冷凍空調和の快適性や、冷凍空調性能の低下を招く。

【0053】したがって、図1～図7の実施の形態においては上記両者の圧縮機の油吐出量 $G_o$ と、液側合流部14及びガス側合流部15における上記両者への返油量



11

の偏差及び上記両者の圧縮機の運転出力を考慮し、上記両者の運転が所定時間に達したときに適正な均油運転を行うように冷凍空気調和装置が制御される。

【0054】すなわち、主熱源機1及び従熱源機101の両者間の冷凍機油の偏在を解消するために適正な均油運転を行って上記両者の圧縮機の動作信頼性を向上する。このために主油溜部7及び従油溜部107の一方の内部の冷凍機油が空になった場合にのみ均油運転を行う。

【0055】このような均油運転を行うには、主圧縮機102及び従圧縮機102の油吐出量 $G_o$ と液側合流部14\*

$$T O(Hr) = \frac{\alpha \times \rho}{R5 - R3}$$

ここに  $\alpha$ : 主油溜部7、従油溜部107内の冷凍機油量

$\rho$ : 油密度

$R5$ : 主油溜部7、従油溜部107から主圧縮機2、従圧縮機102への返油量

$R3$ : 主油分離器3、従油分離器103から主油溜部7、従油溜部107への返油量

【0057】そして、前述のA領域の運転範囲では最悪条件である $R5a = R5a_{max} \approx [G_{o_{max}} \text{ (圧縮機の冷媒循環量}_{max} \text{ に対する油吐出量}_{max} \text{ 値)} \text{ 又は圧縮機吸入管内の流速}_{max} \text{ 値と前後差圧、液冷媒ヘッドにより求められる返油量}_{max} \text{ 値}]$ と、 $R3a = R3a_{min}$  (主油分離器3と主油溜部7を結ぶ主連結管9の管径、長さ及び前後差圧から求められる $min$  値) によって運転可能時間 $Ta$ が求められる。

【0058】また、従熱源機101の従油溜部107内の冷凍機油量が低下する場合、すなわち油吐出量 $G_{oa} < G_{ob}$ 、かつ返油量 $R2a > R2b$ について考察すると、均油運転要、すなわち油溜部内部の冷凍機油が空となるまでの運転可能時間 $Tb$ は、最悪条件である $R5b = R5b_{max} \approx [G_{ob_{max}} \text{ (圧縮機の冷媒循環量}_{max} \text{ に対する油吐出量}_{max} \text{ 値)} \text{ 又は圧縮機吸入管内の流速}_{max} \text{ 値と前後差圧、液冷媒ヘッドにより求められる返油量}_{max} \text{ 値}]$ と、 $R3b = R3b_{min}$  (従油分離器103と従油溜部107を結ぶ従連結管109の管径、長さ及び前後差圧から求められる $min$  値) によって運転可能時間 $Tb$ が求められる。

【0059】したがって、無用な均油運転を抑制して適正な均油運転を行う圧縮機運転時間は、運転可能時間 $Ta$ 及び運転可能時間 $Tb$ のいずれかの小さい方ということになる。そして、図7に示すフローチャートによって均油運転が行われる。すなわちステップ201において運転時間計時手段201により主圧縮機2及び従圧縮機102の運転時間 $T$ が計時される。

【0060】次いでステップ202、すなわち均油運転要否判定手段202へ進み、運転時間 $T$ が運転可能時間 $Ta$ 及び運転可能時間 $Tb$ のいずれかの小さい方、すな

12

\* 及びガス側合流部15における上記両者への返油量の偏差及び主圧縮機2及び従圧縮機102の運転出力の図6に示すような関係から均油運転要、すなわち油溜部内部の冷凍機油が空となるまでの運転可能時間を最適に設定することにより均油運転の頻度が抑制される。

【0056】そして、前述の油吐出量 $G_{oa} > G_{ob}$ 、かつ返油量 $R2a < R2b$ について考察すると、油溜部内部の冷凍機油が空となるまでの運転可能時間 $T$ は次の式1に示すようになる。

【数2】

..... 式1

※わち運転可能時間 $To$ よりも小さければステップ201へ戻り、大きければステップ203へ進む。そして、ステップ203へ進んで均油運転が行われる。

【0061】これによって、主熱源機1及び従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部14、ガス側合流部15における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段202の判定を介して均油運転が行われる。

【0062】そして、均油運転要否判定手段202の判定による均油運転により利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度により主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分される。したがって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなく、主圧縮機2、従圧縮機102の動作信頼性を向上することができる。

【0063】実施の形態2。図8～図11は、この発明の他の実施の形態の一例を示す図で、図8～図11はそれぞれ通常運転時における均油運転時の圧縮機運転出力を示すグラフである。なお、冷凍空気調和装置の構成、冷媒の流れ、通常運転時の冷凍機油の流れは前述の図1～図7の実施の形態と同様であり、均油運転については次に述べるように行われる。

【0064】すなわち、前述の図7におけるステップ202、すなわち均油運転要否判定手段202による均油運転要判定のときに、図8に示すように通常運転時の圧縮機運転出力に応じて、均油運転時は各熱源機間で冷凍機油が移動し得る所定時間だけ各熱源機の圧縮機の出力を増減させる。そして、熱源機内の主油溜部7の内圧 $Pa$ と従油溜部107の内圧 $Pb$ とにより差圧を生じさせて冷凍機油を移動させる。

【0065】図8により通常運転時に主圧縮機2運転出力 $<$ 従圧縮機102運転出力の場合、すなわち図8に示すA部、図9の場合に少なくとも一台の出力制御型圧縮機を有する主圧縮機2の運転出力を、従圧縮機102の運転出力よりも大きくするように所定時間増加させる。

これにより、主油溜部7の内圧 $P_a$ と従油溜部107の内圧 $P_b$ の関係を逆転させ、すなわち通常時 $P_a > P_b \rightarrow$ 均油時 $P_a < P_b$ とし、従油溜部107内の冷凍機油を主油溜部7へ移動させる。

【0066】そして、均油運転の所定時間が経過した後に元の通常運転時の主圧縮機2、従圧縮機102の運転状態に戻す。このときに主油溜部7、従油溜部107の差圧は元に戻って主油溜部7内の冷凍機油が従油溜部107へ移動する。なお、均油回路16の開口部は主油溜部7内の液量が第一所定量以下になったときに主油溜部7内の液面と接しない位置に配置され、また従油溜部107内の液量が第二所定量以下になったときに従油溜部107内の液面と接しない位置に配置される。このため、均油運転を行ったときに主油溜部7、従油溜部107の冷凍機油量が所定量を超えて低下することはない。

【0067】例えば、図8に示すA部、図9の状態では、内圧 $P_a > P_b$ であり従油溜部107へ冷凍機油が偏在し易い。このため、従油溜部107内に第二所定量以上の冷凍機油が存在し、主油溜部7側で冷凍機油が不足しているとすると、均油運転では従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油が移動する。しかし、従油溜部107の第二所定量以上の余剰油のみが移動して、従油溜部107に第二所定量の冷凍機油が保持される。

【0068】次に、図8により通常運転時に主圧縮機2運転出力＝従圧縮機102運転出力の場合、すなわち図8に示すB部、図10の場合に少なくとも一台の出力制御型圧縮機を有する主圧縮機2の運転出力を、まず従圧縮機102の運転出力よりも大きくなるように所定時間増加させる。

【0069】これにより、主油溜部7の内圧 $P_a$ と従油溜部107の内圧 $P_b$ に差圧を生じさせ、すなわち通常時 $P_a = P_b \rightarrow$ 均油時 $P_a < P_b$ とし、従油溜部107内の第二所定量以上の冷凍機油を主油溜部7へ移動させる。そして、均油運転の所定時間が経過した後に、主圧縮機2側の運転出力を従圧縮機102の運転出力よりも小さくなるように所定時間減少させ、主油溜部7の内圧 $P_a$ と従油溜部107の内圧 $P_b$ に差圧を逆転させて均油時 $P_a < P_b \rightarrow$ 均油時 $P_a > P_b$ とする。

【0070】これにより、主油溜部7内の第一所定量以上の冷凍機油を従油溜部107へ移動させる。そして、所定時間経過後に元の通常運転時の主圧縮機2、従圧縮機102の運転状態に戻す。また、図8により通常運転時に主圧縮機2運転出力>従圧縮機102運転出力の場合、すなわち図8に示すC部、図11の場合に少なくとも一台の出力制御型圧縮機を有する主圧縮機2の運転出力を、従圧縮機102の運転出力よりも小さくなるように所定時間減少させる。

【0071】これにより、主油溜部7の内圧 $P_a$ と従油溜部107の内圧 $P_b$ の関係を逆転させ、すなわち通常時 $P_a < P_b \rightarrow$ 均油時 $P_a > P_b$ とし、主油溜部7内の

第一所定量以上の冷凍機油を従油溜部107へ移動させる。そして、均油運転の所定時間が経過した後に、元の通常運転時の主圧縮機2、従圧縮機102の運転状態に戻す。

【0072】このときの主油溜部7、従油溜部107内の差圧は元に戻って、従油溜部107内の第二所定量以上の冷凍機油は主油溜部7へ移動する。このようにして、主熱源機1及び従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、主熱源機1及び従熱源機101の運転出力差を所定時間逆転させる。

【0073】これによって、利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分される。したがって、詳細な説明を省略するが図8～図11の実施の形態においても図1～図7の実施の形態と同様な作用が得られる。なお、以上の説明は均油運転時に主油溜部7、従油溜部107の内圧差をつけるための圧縮機運転出力調整を主圧縮機2側のみで行うものとした。

【0074】しかし、従圧縮機102側にも出力制御型圧縮機が設けられている場合に、主圧縮機2側の運転出力をそのままとし、従圧縮機102側のみで圧縮機運転出力を調整して主油溜部7、従油溜部107の内圧差をつけ均油運転を行っても図8～図11の実施の形態と同様な作用を得ることができる。また、主圧縮機2及び従圧縮機102の両方の運転出力を調整し、主油溜部7、従油溜部107の内圧差をつけて均油運転を行うようにしても図8～図11の実施の形態と同様な作用を得ることができる。

【0075】実施の形態3. 図12も、この発明の他の実施の形態の一例を示す図で、図12は冷凍空気調和装置における冷媒回路の油収支に関する返油回路図である。なお、冷凍空気調和装置の構成、冷媒の流れ、通常運転時の冷凍機油の流れは前述の図1～図7の実施の形態と同様であり、均油運転については次に述べるように行われる。図において、前述の図5と同符号は相当部分を示す。

【0076】17は主熱源機1に設けられた主開閉弁で、主圧縮機2の吐出部と主油溜部7の間のバイパス回路に配置されている。117は従熱源機101に設けられた従開閉弁で、従圧縮機102の吐出部と従油溜部107の間のバイパス回路に配置されている。なお、主開閉弁17及び従開閉弁117を、それぞれ対応した主圧縮機2及び従圧縮機102のいかなる運転出力パターン時においても、主油溜部7内圧 $P_a$ と従油溜部107内圧 $P_b$ との差圧調整が可能な容量に設定する。

【0077】上記のように構成された冷凍空気調和装置において、前述の均油運転要否判定手段202により均油運転要と判定された場合に、次に述べるように制御される。すなわち、図12に示すように均油運転時には主



圧縮機2、従熱圧縮102の運転出力にかかわらず、主熱源機1、従熱源機101間で冷凍機油が移動し得る所定時間だけ主開閉弁17、従開閉弁117を交互に開閉させて、主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbとの間に差圧をつけて冷凍機油を移動する。

【0078】例えば、図12に示すように通常運転時に主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Paの関係が、 $P_a < P_b$ であり、主油溜部7内に余剰油が滞留し従油溜部107内で冷凍機油の不足気味である場合に、次の制御が行われる。

【0079】すなわち、まず主開閉弁17を冷凍機油が移動し得る所定時間だけ開放し、前述の差圧の関係を $P_a > P_b$ として主油溜部7内の冷凍機油を均油管16により従油溜部107へ移動させる。そして、所定時間経過後に主開閉弁17を閉成して従開閉弁117を冷凍機油が移動可能な所定時間開放し、前述の差圧の関係を $P_a < P_b$ として従油溜部107内の冷凍機油を均油管16により主油溜部7へ移動させる。次いで、この均油運転のための所定時間の経過後に従開閉弁117が閉成されて均油運転が終了し通常運転に復帰する。

【0080】なお、均油回路16の開口部は、主油溜部7内で第一所定量以下の液面になったときに主油溜部7内の液面と接しない位置に配置され、また従油溜部107内で第二所定量以下の液面になったときに従油溜部107内の液面と接しない位置に配置される。このため、均油運転を行ったときに主油溜部7、従油溜部107の冷凍機油量が所定量を超えて低下することはない。

【0081】例えば、前述の状態では主油溜部7に第一所定量以上の冷凍機油があり、従油溜部107内で冷凍機油が不足しているとすると、均油運転により主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油が移動する。しかし、主油溜部7の第一所定量以上の余剰冷凍機油のみが移動して、第一所定量の冷凍機油は主油溜部7に保持される。

【0082】また、以上は主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油を移動させる均油運転の制御について説明したが、この制御と同様な制御によって従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油を移動させる均油運転が行われる。なお、主開閉弁17、従開閉弁117の交互開閉動作は、冷凍機油の移動方向に対応した順序によって行われる。

【0083】このようにして、主熱源機1及び従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、主熱源機1及び従熱源機101間で冷凍機油が移動し得る所定時間についてバイパス回路の主開閉弁17、従開閉弁117を開閉させる。

【0084】これによって、利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分される。したがっ

て、詳細な説明を省略するが図12の実施の形態においても図1～図7の実施の形態と同様な作用が得られる。

【0085】また、図12の実施の形態における圧縮機運転出力調整により均油運転を行う手法と、他の実施の形態における手法を組合わせて均油運転を行うことも可能である。また、主油溜部7、従油溜部107と主液溜部8、従液溜部108が連通している場合に、主圧縮機2、従熱圧縮102から主開閉弁17、従開閉弁117を介して主液溜部8、従液溜部108へのバイパス回路を設けた構成であっても図12の実施の形態における作用が得られる。

【0086】実施の形態4、図13及び図14も、この発明の他の実施の形態の一例を示す図で、図13は冷媒回路図、図14は図13の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャートである。なお、冷凍空気調和装置の構成、冷媒の流れ、通常運転時の冷凍機油の流れは前述の図1～図7の実施の形態と同様であって、均油運転については次に述べるように行われる。図において、前述の図1～図7と同符号は相当部分を示す。

【0087】18は主四方切換弁4と主油溜部7との間に設けられた主低圧圧力検知手段、118は従四方切換弁104と従油溜部107との間に設けられた従低圧圧力検知手段、19は主低圧圧力検知手段18及び従低圧圧力検知手段118の検知値が予め設定された第一の値に収束したかどうかを判定する第一収束判定手段、20は主低圧圧力検知手段18及び従低圧圧力検知手段118の検知値が予め設定された第二の値に収束したかどうかを判定する第二収束判定手段である。

【0088】21は第一収束判定手段19及び第二収束判定手段20の判定に基づく収束時間を計時する収束時間計時手段、22は主送風機6の主送風出力調整制御手段、122は従主送風機106の従送風出力調整制御手段である。222は第一収束判定手段19、第二収束判定手段20、収束時間計時手段21、主送風出力調整制御手段22及び従送風出力調整制御手段122を主要部として構成された均油運転制御装置である。

【0089】なお、主低圧圧力検知手段18及び従低圧圧力検知手段118の配置位置は、対応した主圧縮機2、従圧縮機102の吸入側に接続される適宜な低圧管路であっても上記の配置と同様な作用を得ることができる。

【0090】上記のように構成された冷凍空気調和装置において、通常運転時の主圧縮機2、従圧縮機102の運転出力にかかわらず主圧縮機2、従圧縮機102の運転出力はそのまま、主油溜部7、従油溜部107の内圧とはほぼ同値である主熱源機1、従熱源機101内の低圧圧力を検知する。この検知を介して冷凍機油の移動ができる主油溜部7、従油溜部107の内圧差が確保できるように、主送風機6、従主送風機106の運転出力、すなわち風量を調整して均油動作を行う。

【0091】そして、前述の均油運転要否判定手段202により均油運転要と判定された場合に、図14のフローチャートによる制御が行われる。すなわち、ステップ301において前述の運転時間計時手段201により主圧縮機2及び従圧縮機102の運転時間Tが計時される。

【0092】次いでステップ302、すなわち均油運転要否判定手段202へ進み、運転時間Tが運転可能時間Ta及び運転可能時間Tbのいずれかの小さい方、すなわち運転時間Toよりも小さければステップ301へ戻り、大きければステップ303へ進んで均油運転が行われる。そして、ステップ304により主低圧圧力検知手段18、ステップ305により従低圧圧力検知手段118によって対応した熱源機の低圧圧力を検知してステップ306へ進む。

【0093】そして、ステップ306で均油運転時に主圧縮機2、従圧縮機102の運転出力にかかわらず主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油を移動させるために、第一収束判定手段19の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係が $P_a > P_b$ でなければステップ307へ進み、 $P_a > P_b$ であればステップ308へ進む。

【0094】そして、ステップ307において、主送風出力調整制御手段22により主送風機6の運転出力が、従送風出力調整制御手段122により従主送風機106の運転出力が調整されてステップ306へ戻る。また、ステップ308において収束時間計時手段21が動作してステップ309へ進み、収束時間計時手段21の計時値T1が圧縮機運転時間Tよりも大きくなければステップ308へ戻り、大きければステップ310へ進む。

【0095】そして、ステップ310で従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油を移動させるために第二収束判定手段20の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係が $P_a < P_b$ でなければステップ311へ進み、 $P_a < P_b$ であればステップ312へ進む。

【0096】これにより、ステップ311において、主送風出力調整制御手段22により主送風機6の運転出力が、従送風出力調整制御手段122により従主送風機106の運転出力が調整されてステップ310へ戻る。また、ステップ312で収束時間計時手段21が動作してステップ313へ進み、収束時間計時手段21の計時値T1が圧縮機運転時間Tよりも大きくなければステップ312へ戻り、大きければステップ314へ進んで均油運転が終了する。

【0097】例えば、暖房運転時に第一収束判定手段19の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係を $P_a > P_b$ として、主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油を移動させる場合に主油溜部7内圧Paを上昇させるために主送風機6の運転出力を増加して主熱交換器5の蒸発圧力を上昇させる。また、従油溜部107

内圧Pbを低下させるために従送風機106の運転出力を減少して従熱交換器105の蒸発圧力を低下させる。

【0098】このときに、主油溜部7内圧Paは蒸発圧力の上昇に伴い上昇し、従油溜部107内圧Pbは蒸発圧力の低下に伴い低下する。このため、主油溜部7内の冷凍機油は従油溜部107へ移動する。また、第二収束判定手段20の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係を $P_a < P_b$ として、従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油を移動させる場合に、主油溜部7内圧Paを低下させるために主送風機6の運転出力を低下して主熱交換器5の蒸発圧力を低下させる。

【0099】また、従油溜部107内圧Pbを上昇させるために従送風機106の運転出力を増加して従熱交換器105の蒸発圧力を上昇させる。このときに、主油溜部7内圧Paは蒸発圧力の低下に伴い低下し、従油溜部107内圧Pbは蒸発圧力の上昇に伴い上昇する。このため、従油溜部107内の冷凍機油は主油溜部7へ移動する。

【0100】このようにして、主熱源機1及び従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、暖房運転中に均油運転が必要となった場合に、均油運転制御装置222の動作により次に述べる作用が得られる。すなわち、主熱源機1及び従熱源機101の運転出力をそのままとし各熱源機で検知した低圧に基づいて、それぞれの低圧が各熱源機間で冷凍機油が移動し得る値となるまで、主送風機6、従送風機106の運転出力を調整する。

【0101】これによって、均油運転中の快適性、性能低下が少なく、また各熱源機の運転出力変化がないことも相俟って均油運転後に迅速に冷凍空気調和装置が性能回復し、かつ利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分される。したがって、詳細な説明を省略するが図13及び図14の実施の形態においても図1～図7の実施の形態と同様な作用が得られる。

【0102】実施の形態5、図15及び図16も、この発明の他の実施の形態の一例を示す図で、図15は冷媒回路図、図16は図15の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャートである。なお、冷凍空気調和装置の構成、冷媒の流れ、通常運転時の冷凍機油の流れは前述の図1～図7の実施の形態と同様であって、均油運転については次に述べるように行われる。図において、前述の図1～図7、図13及び図14と同符号は相当部分を示し、23は従熱交換器105と液側合流部14の間の管路に設けられた流量制御弁、24は流量制御弁23に接続された流量制御弁調整手段である。

【0103】上記のように構成された冷凍空気調和装置において、通常運転時の主圧縮機2、従圧縮機102の運転出力にかかわらず主圧縮機2、従圧縮機102の運

転出力はそのまま、主油溜部7、従油溜部107の内圧とはほぼ同値である主熱源機1、従熱源機101内の低圧圧力を検知する。この検知を介して冷凍機油の移動ができる主油溜部7、従油溜部107の内圧差が確保できるように、従熱源機101側の流量制御弁23を調整して均油動作を行う。

【0104】そして、前述の均油運転要否判定手段202により均油運転要と判定された場合に、図16のフローチャートによる制御が行われる。すなわち、ステップ401において前述の運転時間計時手段201により主圧縮機2及び従圧縮機102の運転時間Tが計時される。

【0105】次いでステップ402、すなわち均油運転要否判定手段202へ進み、運転時間Tが運転可能時間Ta及び運転可能時間Tbのいずれかの小さい方、すなわち運転時間Toよりも小さければステップ401へ戻り、大きければステップ403へ進んで均油運転が行われる。そして、ステップ404により主低圧圧力検知手段18、ステップ405により従低圧圧力検知手段118によって対応した熱源機の低圧圧力を検知してステップ406へ進む。

【0106】そして、均油運転時に主圧縮機2、従圧縮機102の運転出力にかかわらず主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油を移動させるために、第一収束判定手段19の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係が $P_a > P_b$ でなければステップ407へ進み、 $P_a > P_b$ であればステップ408へ進む。

【0107】そして、ステップ407において、流量制御弁調整手段24により流量制御弁23が調整されてステップ406へ戻る。また、ステップ408において収束時間計時手段21が動作してステップ409へ進み、収束時間計時手段21の計時値T1が圧縮機運転時間Tよりも大きくなければステップ408へ戻り、大きくなればステップ410へ進む。

【0108】そして、ステップ410で従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油を移動させるために第二収束判定手段20の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係が $P_a < P_b$ でなければステップ411へ進み、 $P_a < P_b$ であればステップ412へ進む。これにより、ステップ411において、流量制御弁調整手段24により流量制御弁23が調整されてステップ410へ戻る。

【0109】また、ステップ412で収束時間計時手段21が動作してステップ413へ進み、収束時間計時手段21の計時値T1が圧縮機運転時間Tよりも大きくなければステップ412へ戻り、大きくなればステップ414へ進んで均油運転が終了する。

【0110】次に、図15により暖房運転時の冷媒の挙動と併せて均油運転時の冷凍機油の流れを説明する。すなわち、暖房運転時に第一収束判定手段19の主油溜部

7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係を $P_a > P_b$ として、主油溜部7から従油溜部107へ冷凍機油を移動させる場合に、従油溜部107内圧Pbを低下させるために流量制御弁23を次第に閉成して従熱交換器105の蒸発圧力を低下させる。

【0111】このときに、利用側熱交換器12、利用側流量制御弁13を経て液側合流部14から従熱源機101へ分流された気液二相冷媒は、流量制御弁23を閉成することにより更に減圧される。このため、液側合流部14の圧力に対して主熱交換器5までの間に絞り装置のない主熱源機1側よりも圧力低下が大きいので、従熱交換器105の蒸発圧力が低下する。

【0112】これに伴って、従油溜部107内圧Pbも主油溜部7内圧Paよりも低下して、主油溜部7内の冷凍機油は従油溜部107へ移動する。また、第二収束判定手段20の主油溜部7内圧Paと従油溜部107内圧Pbの関係を $P_a < P_b$ として、従油溜部107から主油溜部7へ冷凍機油を移動させる場合に、主油溜部7内圧Paを上昇させるために流量制御弁23を次第に開放し、従熱交換器105の蒸発圧力を上昇させる。

【0113】このときに、利用側熱交換器12、利用側流量制御弁13を経て液側合流部14から従熱源機101へ分流された気液二相冷媒は、流量制御弁23を開放することにより液側合流部14の圧力に対して圧力低下が小さくなる。このため、従熱交換器105における蒸発圧力が上昇する。これに伴って、従油溜部107内圧Pbも主油溜部7内圧Paよりも上昇して、従油溜部107内の冷凍機油が主油溜部7へ移動する。

【0114】このようにして、主熱源機1及び従熱源機101を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、暖房運転中に均油運転が必要となった場合に、主熱源機1及び従熱源機101の運転出力をそのままとし各熱源機で検知した低圧に基づいて、それぞれの低圧が各熱源機間で冷凍機油が移動し得る値となるまで、従熱交換器105と液側合流部14の間に配置された流量制御弁23を調整する。

【0115】これによって、均油運転中の快適性、性能低下が少なく、また各熱源機の運転出力変化がないことも相俟って均油運転後に迅速に冷凍空気調和装置が性能回復し、かつ利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機1及び従熱源機101に均等に配分される。したがって、詳細な説明を省略するが図13及び図14の実施の形態においても図1～図7の実施の形態と同様な作用が得られる。

【0116】

【発明の効果】この発明は以上説明したように、出力制御可能な主圧縮機、主油分離器、主熱交換器及び主油溜部を有する主熱源機と、定出力又は出力制御可能な従圧縮機、従油分離器、従熱交換器及び従油溜部を有する従

熱源機と、主熱源機及び従熱源機に接続された利用側熱交換器と、主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続する液側合流部と、主熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路と従熱源機及び利用側熱交換器を接続した管路とを接続するガス側合流部と、主油溜部及び従油溜部が油溜管路によって連結され、油溜管路の主油溜部側開口部は主油溜部内の液量が第一所定量以下になったときに主油溜部内の液と接しない位置に配置され、油溜管路の従油溜部側開口部は従油溜部内の液量が第二所定量以下になったときに従油溜部内の液と接しない位置に配置された均油回路と、主圧縮機及び従圧縮機の圧縮機運転時間計時手段と、この圧縮機運転時間計時手段による主圧縮機及び従圧縮機の運転時間を前述の式1における時間TOに対して比較して均油運転要否を判定する均油運転要否判定手段とを設けたものである。

【0117】これによって、主熱源機及び従熱源機を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部、ガス側合流部における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段の判定を介して均油運転を行う。そして、利用側熱交換器から戻る冷凍機油が適正な頻度の均油運転によって、主熱源機及び従熱源機に均等に配分される。したがって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなく、主圧縮機、従圧縮機の動作信頼性を向上する効果がある。

【0118】また、この発明は以上説明したように、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて、運転出力が所定時間交互に増減する主圧縮機及び従圧縮機を設けたものである。

【0119】これによって、主熱源機及び従熱源機を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部、ガス側合流部における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段の判定を介して、主熱源機及び従熱源機の運転出力差を所定時間逆転させる均油運転を行う。

【0120】これにより、利用側熱交換器から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機及び従熱源機に均等に配分される。したがって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなく、主圧縮機、従圧縮機の動作信頼性を向上する効果がある。

【0121】また、この発明は以上説明したように、主熱源機の主圧縮機の吐出部と主油溜部の間のバイパス回路に設けられて均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて所定時間開放する主開閉弁と、従熱源機の従圧縮機の吐出部と従油溜部の間のバイパス回路

に設けられて均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して制御されて主開閉弁の開放時に閉動作する従開閉弁とを設けたものである。

【0122】これによって、主熱源機及び従熱源機を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部、ガス側合流部における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段の判定を介して、バイパス回路の主開閉弁、従開閉弁を所定時間交互に開閉させる。

【0123】これにより、利用側熱交換器から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機及び従熱源機に均等に配分される。したがって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなく、主圧縮機、従圧縮機の動作信頼性を向上する効果がある。

【0124】また、この発明は以上説明したように、主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、主熱交換器の主送風機の送風出力を制御する主送風出力調整制御手段と、従熱交換器の従送風機の送風出力を制御する従送風出力調整制御手段と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、主送風機及び従送風機の送風出力を主低圧圧力検知手段を介して検知した値と従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで主送風出力調整制御手段及び従送風出力調整制御手段を動作させる均油運転制御装置とを設けたものである。

【0125】これによって、主熱源機及び従熱源機を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部、ガス側合流部における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、暖房運転中に均油運転が必要となった場合に、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段の判定を介して、主熱源機及び従熱源機の運転出力をそのままし各熱源機で検知した低圧に基づいて、それぞれの低圧が各熱源機間で冷凍機油が移動し得る値となるまで、主送風機、従送風機の送風出力を調整する。

【0126】これにより、均油運転中の快適性、性能低下が少なく、また各熱源機の運転出力変化がないことも相俟って均油運転後に迅速に性能回復し、かつ利用側熱交換器から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機及び従熱源機に均等に配分される。した

がって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなしに、主圧縮機、従圧縮機の動作信頼性を向上する効果がある。

【0127】また、この発明は以上説明したように、主熱源機側に設けられた主低圧圧力検知手段と、従熱源機側に設けられた従低圧圧力検知手段と、主低圧圧力検知手段及び従低圧圧力検知手段の両者の検知値が第一所定値に収束したときに動作する第一収束判定手段と、上記両者の検知値が第二所定値に収束したときに動作する第二収束判定手段と、第一収束判定手段及び第二収束判定手段による収束時間を計時する収束時間計時手段と、従熱交換器と液側合流部の間の管路に設けられた流量制御弁と、均油運転要否判定手段の均油運転要判定を介して動作し、流量制御弁を主低圧圧力検知手段を介して検知した値と従低圧圧力検知手段を介して検知した値が所定値に収束して、収束時間計時手段の計時値が所定時間に達するまで流量制御弁を動作させる流量制御弁調整手段とを設けたものである。

【0128】これによって、主熱源機及び従熱源機を組合わせて大容量の熱源手段が形成され、この熱源手段により冷媒回路が構成された冷凍空気調和装置において、液側合流部、ガス側合流部における各熱源機への返油量の偏向を考慮し、暖房運転中に均油運転が必要となった場合に、各熱源機の運転が所定時間継続した段階で均油運転要否判定手段の判定を介して、主熱源機及び従熱源機の運転出力をそのままし各熱源機で検知した低圧に基づいて、それぞれの低圧が各熱源機間で冷凍機油が移動し得る値となるまで、従熱交換器と液側合流部の間に配置された流量制御弁を調整する。

【0129】これにより、均油運転中の快適性、性能低下が少なく、また各熱源機の運転出力変化がないこととも相俟って均油運転後に迅速に性能回復し、かつ利用側熱交換器12から戻る冷凍機油が、適正な頻度の均油運転によって主熱源機及び従熱源機に均等に配分される。したがって、冷凍空気調和の快適性や、冷凍空気調和の性能の低下を伴うことなしに、主圧縮機、従圧縮機の動作信頼性を向上する効果がある。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の実施の形態1を示す冷媒回路図。

【図2】 図1の熱源機における油収支を概念的に示すグラフ。

【図3】 図2に関連した主熱源機側の油収支関係グラフ。

【図4】 図2に関連した従熱源機側の油収支関係グラフ。

【図5】 図1の冷媒回路の油収支に関する返油回路図。

【図6】 図1の冷媒回路の冷媒循環量に対する油収支関係グラフ。

【図7】 図1の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャート。

【図8】 この発明の実施の形態2を示す通常運転時における均油運転の圧縮機運転出力を示すグラフ。

【図9】 図8に関連した他の圧縮機運転出力を示すグラフ。

【図10】 図8に関連した他の圧縮機運転出力を示すグラフ。

【図11】 図8に関連した他の圧縮機運転出力を示すグラフ。

【図12】 この発明の実施の形態3を示す図で、冷凍空気調和装置における冷媒回路の油収支に関する返油回路図。

【図13】 この発明の実施の形態4を示す冷媒回路図。

【図14】 図13の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャート。

【図15】 この発明の実施の形態5を示す冷媒回路図。

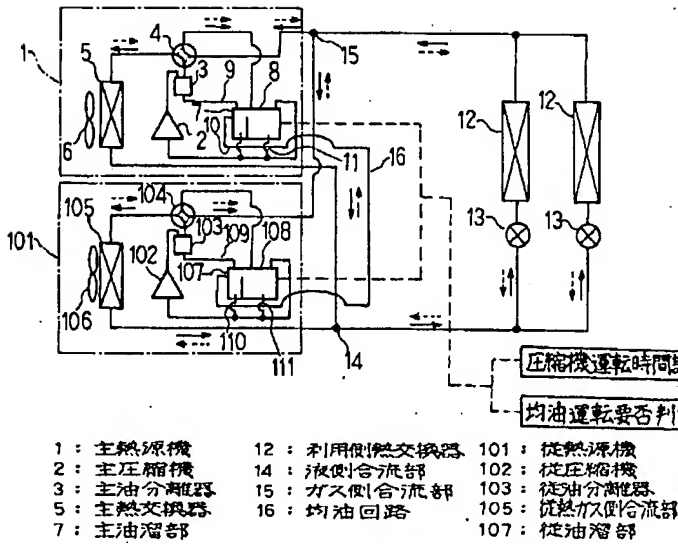
【図16】 図15の冷媒回路に対する制御を説明するフローチャート。

【図17】 従来の冷凍空気調和装置を示す冷媒回路図。

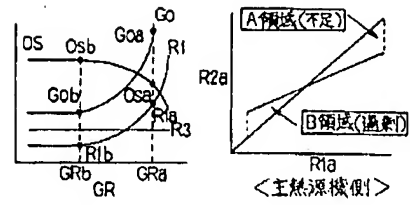
#### 【符号の説明】

1 主熱源機、2 主圧縮機、3 主油分離器、5 主熱交換器、6 主送風機、7 主油溜部、101 従熱源機、102 従圧縮機、103 従油分離器、105 従熱交換器、106 従送風機、107 従油溜部、12 利用側熱交換器、14 液側合流部、15 ガス側合流部、16 均油回路、201 圧縮機運転時間計時手段、202 均油運転要否判定手段、17 主開閉弁、117 従開閉弁、18 主低圧圧力検知手段、118 従低圧圧力検知手段、19 第一収束判定手段、20 第二収束判定手段、21 収束時間計時手段、22 主送風出力調整制御手段、122 従送風出力調整制御手段、222 均油運転制御装置、23 流量制御弁、24 流量制御弁調整手段。

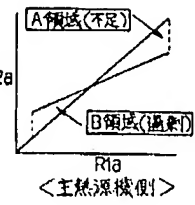
【図1】



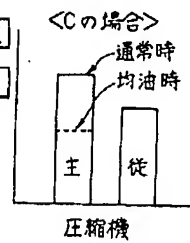
【図2】



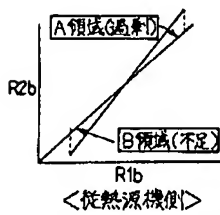
【図3】



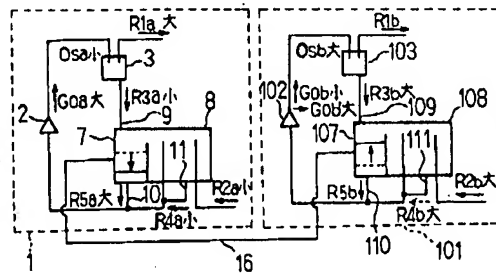
【図11】



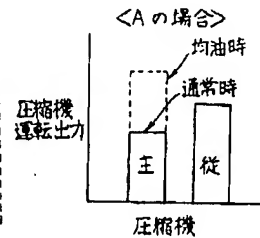
【図4】



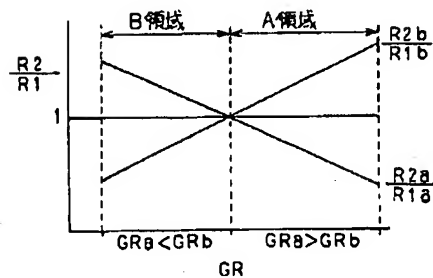
【図5】



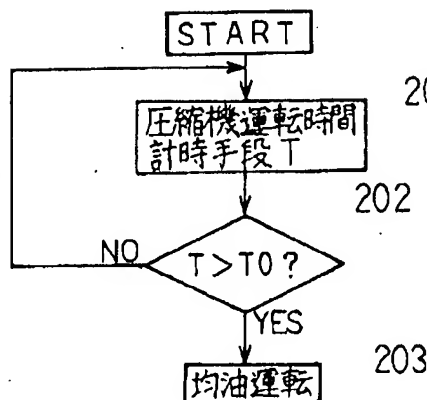
【図9】



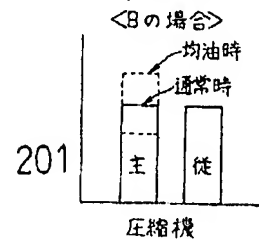
【図6】



【図7】

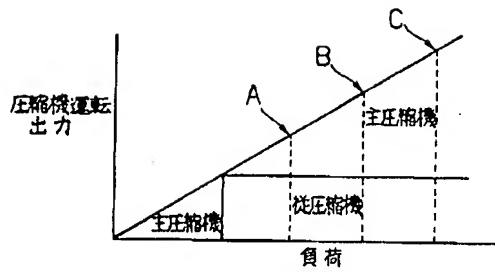


【図10】

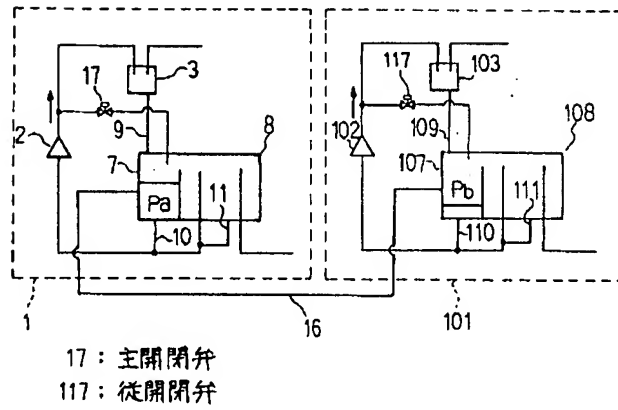




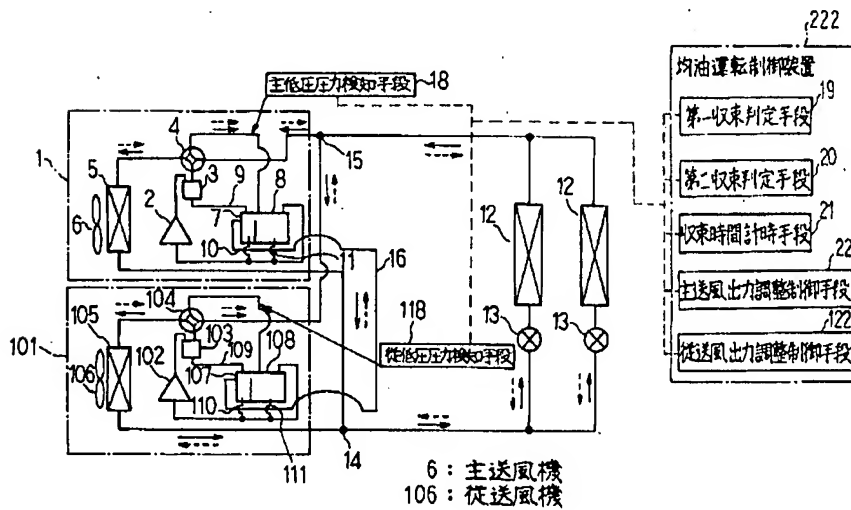
【図8】



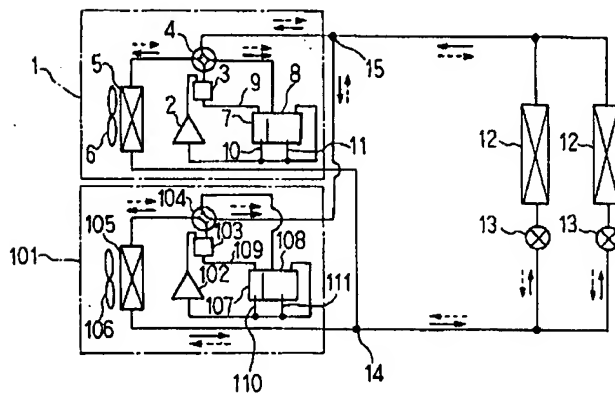
【図12】



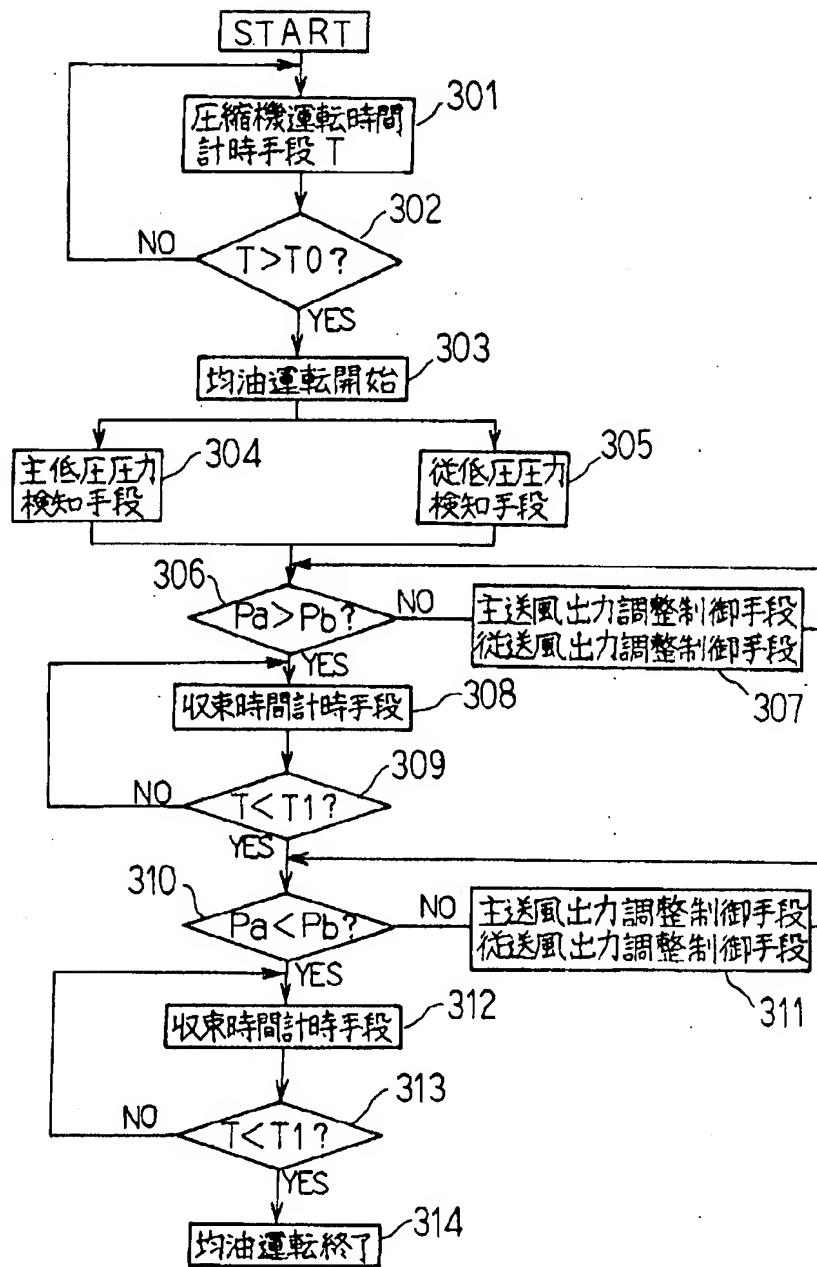
【図13】



【図17】

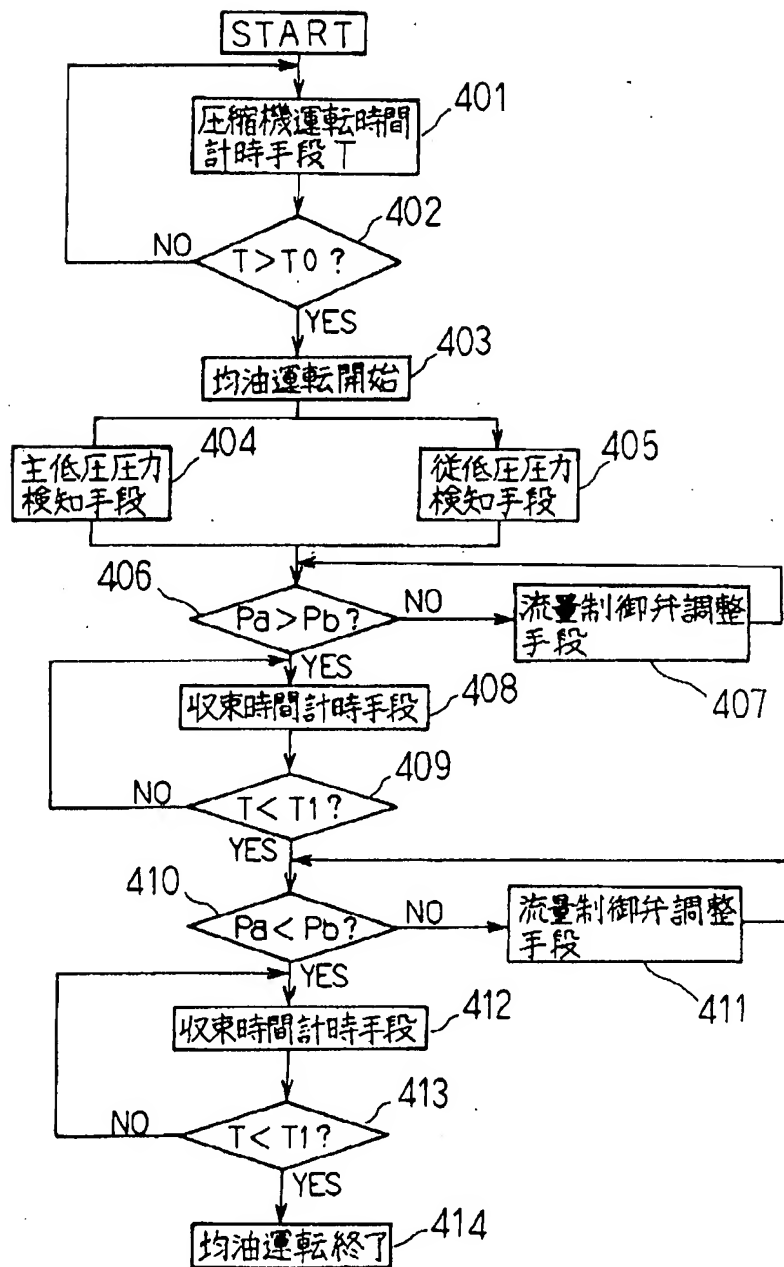


【図14】





【図16】



ERWENT-ACC-NO: 1999-374909

DERWENT-WEEK: 199932

COPYRIGHT 2007 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Oil compensation control system of multiunit  
refrigeration cycle heat pump type air  
conditioner - uses judgment portion to judge oil compensation  
running necessity by comparing operation times of main  
and sub-compressors timed by timer

PATENT-ASSIGNEE: MITSUBISHI ELECTRIC CORP[MITQ]

PRIORITY-DATA: 1997JP-0305545 (November 7, 1997)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE
PAGES MAIN-IPC		
JP 11142002 A	May 28, 1999	N/A
018 F25B 001/00		

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO
APPL-DATE		
JP 11142002A	N/A	1997JP-0305545
November 7, 1997		

INT-CL (IPC): F25B001/00

ABSTRACTED-PUB-NO: JP 11142002A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - Both end openings of an oil compensation circuit (16) are connected to a main oil pool (7) and a sub-oil pool (107), by positions not contacting liquids of the oil pools below specified levels. A judgment portion (202) judges necessity to perform an oil compensation running by comparing the operation times of a main compressor (2) and a sub-compressor (102) timed by a timer (201). DETAILED DESCRIPTION - A main heat source unit (1) is comprised

by connecting a main oil separator (3), a main heat exchanger (5) and the main oil pool to the main compressor whose output can be controlled. A sub-heat source unit (101) is comprised by connecting a sub-oil separator (103), a sub-heat exchanger (105) and the sub-oil pool to the sub-compressor. Some utilization heat exchangers (12) are connected through a liquid side flow portion (14) and a gas side flow portion (15) to the main and sub-heat source units by piping. The main and sub-oil pools are respectively connected to the main and sub-compressors.

USE - For controlling the return of refrigeration oil to the compressors of several heat source units from the refrigerating cycle of a multiunit heat pump type air conditioner.

ADVANTAGE - The refrigeration oil returning from the utilization heat exchangers is equally allocated to the main and sub-heat source units by an oil compensation running of appropriate frequency decided based on the result of comparing the timer timed operation times of the main and sub-compressors. The air conditioning comfort improves without a reduction in capacity of refrigerating cycle operation and the operational reliability of both the compressors improves.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The drawing is a refrigerant circuit diagram showing the composition of a multiunit refrigerating cycle heat pump type air conditioner. (1) Main heat source unit; (2) Main compressor; (3) Main oil separator; (5) Main heat exchanger; (7) Main oil pool; (12) Utilization heat exchangers; (14) Liquid side flow portion; (15) Gas side flow portion; (16) Oil compensation circuit; (101) Sub-heat source unit; (102) Sub-compressor; (103) Sub-oil separator; (105) Sub-heat exchanger; (107) Sub-oil pool; (201) Timer; (202) Judgment portion.

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/17

TITLE-TERMS: OIL COMPENSATE CONTROL SYSTEM REFRIGERATE CYCLE HEAT



PUMP TYPE AIR

CONDITION PORTION JUDGEMENT OIL COMPENSATE RUN NECESSARY  
COMPARE

OPERATE TIME MAIN SUB COMPRESSOR TIME TIME

DERWENT-CLASS: Q75 X27

EPI-CODES: X27-E01B; X27-F02B; X27-F03;

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1999-279955